

В. И. СЕНЬКО, И. Ф. ПАСТУХОВ, М. И. ПАСТУХОВ (Белорусский государственный университет транспорта)

ОЦЕНКА ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА ЛИТЫХ ДЕТАЛЕЙ ТЕЛЕЖЕК ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ИСПЫТАНИЙ ОБРАЗЦОВ НА ВЫНОСЛИВОСТЬ

Викладені існуюча і нова методики оцінки залишкового ресурсу литих деталей візків вантажних вагонів. Існуюча методика оснований на отриманні втомних характеристик шляхом натурних випробувань деталей на витривалість. Показано, що вона надзвичайно трудомістка, вимагає значних фінансових витрат і спеціального устаткування.

Нова методика оцінки залишкового ресурсу литих деталей оснований на втомних випробуваннях не натурних деталей, а зразків, виготовлених з деталей, що пропрацювали призначений термін служби (30 років). Випробування зразків проводяться при симетричному циклі навантаження при консольному вигині з обертанням. Втомні характеристики матеріалу деталей, після вироблення ними призначеного терміну служби, і спектр експлуатаційної динамічної напруги в деталі є основою для оцінки їх залишкового ресурсу. Експеримент показав, що витрати на втомні випробування зразків в 5 разів нижче, ніж при випробуванні натурних деталей. Методика за наслідками випробування зразків пройшла всебічну апробацію. Різниця в результатах оцінки залишкового ресурсу бічних рам і надресорних балок візків вантажних вагонів при випробуванні натурних деталей і зразків складає не більше 6 %.

Изложены существующая и новая методики оценки остаточного ресурса литых деталей тележек грузовых вагонов. Существующая методика основана на получении усталостных характеристик путем натурных испытаний деталей на выносливость. Показано, что она чрезвычайно трудоемка, требует значительных финансовых затрат и специального оборудования.

Новая методика оценки остаточного ресурса литых деталей основана на усталостных испытаниях не натурных деталей, а образцов, изготовленных из деталей, проработавших назначенный срок службы (30 лет). Испытания образцов производятся при симметричном цикле нагружения при консольном изгибе с вращением. Усталостные характеристики материала деталей, после выработки ими назначенного срока службы, и спектр эксплуатационных динамических напряжений в детали является основой для оценки их остаточного ресурса. Эксперимент показал, что затраты на усталостные испытания образцов в 5 раз ниже, чем при испытании натуральных деталей. Методика по результатам испытания образцов прошла всестороннюю апробацию. Разница в результатах оценки остаточного ресурса боковых рам и наддресорных балок тележек грузовых вагонов при испытании натуральных деталей и образцов составляет не более 6 %.

The article describes the existing and new methods of assessing residual resource of cast parts of the freight car bogies. The existing method is based on obtaining fatigue characteristics of the parts by way of performing field tests for endurance. It has been shown that these tests are extremely labor-consuming, require considerable costs and special equipment.

The new method of assessing residual resource of cast details is based not on the fatigue test performed on the actually operated parts, but on testing of the samples, which are made of the parts that have already exceeded their service term (30 years). The testing of the samples is performed under symmetrical cycle of loading, under the cantilevered bend with rotation. The fatigue characteristics of material of the parts, after they have passed their service term, and the range of operational dynamic loadings in the part are the basis for their residual resource assessment. The experiment has shown that expenses for fatigue test of the parts are 5 times less than those for the parts testing on location. The method, derived from the results of samples testing, has passed all-round approbation. The difference in results of the residual resource assessment of bogie sideframes and bolsters of the freight cars in the parts testing on location and the samples testing does not exceed 6%.

В настоящее время оценка остаточного ресурса литых деталей тележек грузовых вагонов производится по коэффициенту запаса сопротивления усталости по методике ГосНИИВ–ВНИИЖТ Российской Федерации по зависимости [1]:

$$T_0 = T_t \left(\frac{n}{[n]} \right)^m, \quad (1)$$

где T_t – назначенный срок службы детали, годы; n – коэффициент запаса сопротивления

усталости на момент t испытания детали через срок службы T_t ; $[n]$ – допускаемый коэффициент запаса сопротивления усталости, $[n]=1,4$ [2]; m – показатель степени кривой выносливости.

Коэффициент запаса сопротивления усталости литых деталей, обработавших назначенный срок службы, определяется по зависимости:

$$n = \frac{(P_{aV})_{0,95} + \Psi_B (P_T - P_{ст} \cdot K_{и})}{P_{ст} K_{и} K_{дз}}, \quad (2)$$

где $(P_{aV})_{0,95}$ – предел выносливости детали по амплитудой нагрузке после выработки назначенного срока эксплуатации при вероятности неразрушения 0,95, кН; Ψ_B – коэффициент чувствительности детали к асимметрии цикла. Для деталей изготовленных из стали 20Л – $\Psi_B = 0,05$ и из сталей 20ГЛ, 20ФЛ, 20ГФЛ и 20ГТЛ – $\Psi_B = 0,1$; P_T – постоянная средняя нагрузка цикла нагружения детали при испытании на выносливость, кН; $P_{ст}$ – расчетная вертикальная статическая нагрузка брутто на деталь, соответствующая заданной осевой нагрузке, кН; $K_{и}$ – коэффициент использования грузоподъемности вагона, $K_{и} = 0,9$;

$K_{дз}$ – коэффициент вертикальной динамики, приведенный к базовому числу циклов нагружения $N_0 = 10^7$ и эквивалентный повреждающему действию вертикальных динамических нагрузок на литые детали за назначенный срок службы T_t . Для боковых рам $K_{дз} = 0,5$, а для надрессорных балок $K_{дз} = 0,35$.

Эта методика оценки остаточного срока службы по коэффициенту запаса сопротивления усталости имеет два существенных недостатка.

Во-первых она требует дорогостоящих и продолжительных испытаний на усталость натурных деталей, а, во-вторых, пределы выносливости, найденные по нагрузкам и только на вертикальные силы, не отражает реального напряженного состояния деталей в эксплуатации. Так, при испытании боковых рам тележек грузовых вагонов на выносливость основная доля разрушений приходится на внутренний угол буксового проема (50 %), что является закономерным, так как от вертикальных нагрузок в нем возникают наибольшие напряжения. Затем 30 % разрушений приходится на нижний угол рессорного проема, уровень напряжений в котором составляет 0,8 от уровня напряжений внутреннего угла буксового проема и 20 % – на на-

клонный пояс между внутренним углом буксового проема и нижним углом рессорного проема. Однако в эксплуатации в рамах тележек ЦНИИ–ХЗ удельный вес разрушений во внутреннем углу буксового проема составляет только 15 % от их общего количества, в нижнем углу рессорного проема – до 4 %, а по наклонному поясу – единичные случаи. Основная доля разрушений приходится на наружный угол буксового проема (32 % от общего количества) и горизонтальный надпорный пояс (40 %), напряжения в которых от вертикальной нагрузки составляют соответственно 0,02 и 0,25 от допускаемых (рисунок). То есть зоны эксплуатационных разрушений и разрушений при усталостных испытаниях рам не согласуются между собой, ибо в эксплуатации на рамы помимо вертикальных нагрузок передаются еще продольные и поперечные силы. А, следовательно, пределы выносливости по нагрузкам, полученные при испытании только на вертикальные силы не могут служить основанием для оценки несущей способности детали и ее ресурса. Более объективна оценка об остаточном ресурсе, коэффициенте запаса сопротивления усталости и несущей способности литых деталей тележек грузовых вагонов не по нагрузкам, а по напряжениям.

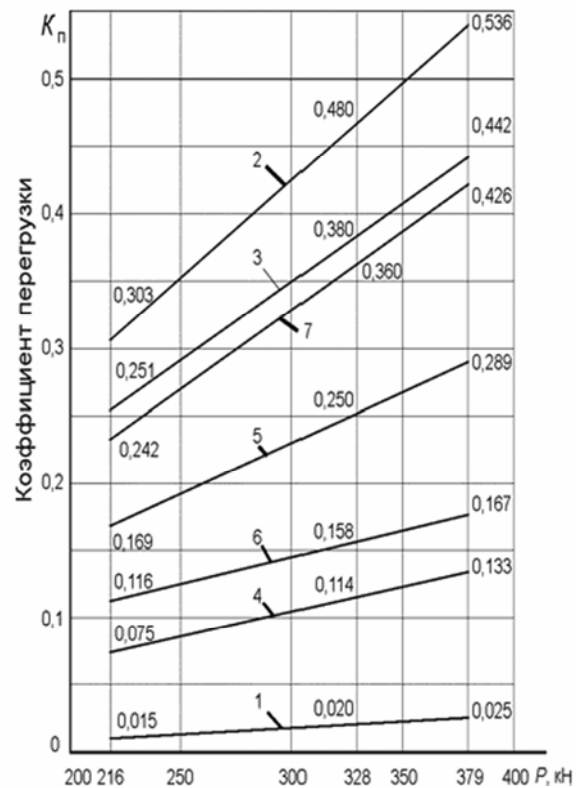


Рис.

Авторами разработана методика оценки остаточного ресурса и коэффициента запаса сопротивления усталости литых деталей после их длительной эксплуатации по напряжениям, путем испытания на выносливость образцов, изготовленных из деталей, отработавших назначенный срок службы.

Остаточный срок службы (ресурс) литых деталей определяется по зависимости:

$$T_o = \frac{\left(\frac{\sigma_{aNt}}{[n]}\right)^m N_0}{B f_3 \sum \sigma_{ai}^m P_{\sigma i}}, \quad (3)$$

где σ_{aN} – предел выносливости детали при вероятности неразрушения 0,95 после выработки ею назначенного срока службы T ; $[n]$ – допускаемый коэффициент запаса усталостной прочности детали, $[n]=1,4$; M – показатель степени кривой выносливости, $m=4,0\dots5,0$; N_0 – базовое число циклов при испытании на выносливость, $N_0=10^7$; B – коэффициент перевода календарного расчетного срока службы детали в годах во время непрерывного движения в секундах; f_3 – центральная (эффективная) частота изменения динамических напряжений; σ_{ai} – уровень (разряд) амплитуд динамических напряжений; $P_{\sigma i}$ – частота (вероятность) появления амплитуд напряжений с уровнем σ_{ai} в i -ом интервале скоростей движения вагона.

Коэффициент перевода календарного расчетного срока службы детали определяется по зависимости [2]:

$$B = 365 \frac{10^3 \bar{L}_c}{\bar{v} (1 + \alpha)}, \quad (4)$$

где \bar{L}_c – проектный среднесуточный пробег вагона, $\bar{L}_c = 250$ км; \bar{v} – средняя техническая скорость движения вагона, $\bar{v} = 22,4$ м/с; α – коэффициент порожнего пробега вагона, $\alpha = 0,34$.

Центральная (эффективная) частота изменения динамических напряжений равна

$$f_3 = \frac{a}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{f_{ст}}}, \quad (5)$$

где a – коэффициент равный: для обрессоренных частей тележки $a=1,6$ и $a=2,0$ для необрессоренных частей тележки; $f_{ст}$ – статический прогиб рессорного подвешивания, $f_{ст}=0,05$ м; g – ускорение свободного падения, $g=9,81$ м/с².

Предел выносливости детали, выработавшей назначенный срок службы при вероятности неразрушения, определяется по зависимости:

$$\sigma_{aNt} = \bar{\sigma}_{aNt} (1 - Z_p \gamma_{\sigma_{aN}}), \quad (6)$$

где $\bar{\sigma}_{aNt}$ – среднее (медианное) значение предела выносливости натурной детали при вероятности неразрушения 0,5, выработавшей назначенный срок службы; Z_p – квантиль распределения, соответствующий односторонней вероятности P , полагая, что σ_{aNt} – случайная величина, имеющая нормальный закон распределения, для основных несущих деталей $P=0,95$ и $Z_p=1,645$; $\gamma_{\sigma_{aN}}$ – коэффициент вариации предела выносливости детали, для стальных отливок $\gamma_{\sigma_{aN}}=0,1$ [2].

Среднее значение предела выносливости детали находят

$$\bar{\sigma}_{aNt} = \frac{\bar{\sigma}_{-1t}}{(\bar{K}_\sigma)_k}, \quad (7)$$

где $\bar{\sigma}_{-1t}$ – среднее (медианное) значение предела выносливости гладкого стандартного образца из детали, отработавшей назначенный срок службы, при симметричном цикле изгиба на базе N_0 ; $(\bar{K}_\sigma)_k$ – среднее значение общего коэффициента снижения предела выносливости данной натурной детали по отношению к пределу выносливости гладкого стандартного образца, $(\bar{K}_\sigma)_k = 4,0\dots4,5$ для боковых рам и $(\bar{K}_\sigma)_k = 4,3\dots4,8$ для надрессорных балок.

Коэффициент запаса сопротивления усталости детали после выработки ею назначенного срока службы определяется по формуле

$$n = \frac{\sigma_{aNt}}{\sigma_{a3}} \geq [n], \quad (8)$$

где σ_{aNt} – предел выносливости (по амплитуде) натурной детали, выработавшей назначенный срок службы, при симметричном цикле и установившемся режиме нагружения на базе испытаний N_0 циклов при вероятности неразрушения 0,95; σ_a – расчетная величина амплитуды динамического напряжения условного симметричного цикла, приведенная к базе N_0 , эквивалентная по повреждающему действию реальному режиму эксплуатационных случайных напряжений за проектный срок службы детали; $[n]$ – допускаемый коэффициент запаса сопротивления усталости, $[n]=1,4$.

Величина эквивалентной приведенной амплитуды динамических напряжений определяется

$$\sigma_{ав} = m \sqrt{\frac{N_c}{N_0} \sum_{i=1}^k \sigma_{ai}^m \cdot P_i}, \quad (9)$$

где N_c – суммарное число циклов динамических напряжений за расчетный срок службы;

N_0 – базовое число циклов, $N_0 = 10^7$; σ_{ai} – уровень амплитуды напряжения; P_i – вероятность появления амплитуды с уровнем σ_{ai} .

Коэффициенты запаса сопротивления усталости боковых рам и надрессорных балок, найденные по существующей и предлагаемой методикам приведены в табл. 1.

Таблица 1

Коэффициенты запаса сопротивления усталости литых деталей в состоянии поставки и после 30-ти лет эксплуатации, найденные по результатам усталостных испытаний натуральных деталей и образцов

Наименование детали	Марка стали	Осевая нагрузка P_0 , кН (тс)	Срок службы детали t , лет	Предел выносливости детали при вероятности неразрушения 0,95		Коэффициент запаса сопротивления усталости детали n	
				По результатам испытаний			
				натурных деталей $(P_{aN})_{0,95}$, кН (тс)	образцов σ_{aN} , МПа	натурных деталей	образцов
Боковая рама	20Л	201	0	100	32,4	1,274	1,43
		(20,5)	30	(10)	(165)*	1,37	1,3
		230,5	–	128,1	34,4	–	–
	20Г1ФЛ	(23,5)	–	(13)	(175)*	–	–
		215,8	0	133,7 (13,62)	39,2	1,64	1,62
		(22)	25	–	(200)*	–	1,60
Надрессорная балка	20Л	230,5	–	–	35,6	–	–
		(23,5)	–	–	(181,5)*	–	–
		201	0	105	30,5	0,957	1,38
	20Г1ФЛ	(20,5)	30	(10,5)	(165)*	1,25	1,32
		230,5	–	162,2	30,5	–	–
		(23,5)	–	(16,5)	(165)*	–	–
20Г1ФЛ	215,8	0	147	37	1,26	1,58	
	(22)	26	(14,98)	(200)*	–	1,53	
	230,5	–	–	33,6	–	–	
	(23,5)	–	–	(181,5)*	–	–	

* В скобках приведены средние (медианные) значения предела выносливости гладкого образца при симметричном цикле нагружения.

Из табл. 1 следует, что коэффициенты запаса сопротивления усталости в состоянии поставки (новых) деталей из стали 20Л, найденные по результатам испытания натуральных деталей (формула 2) имеют явно заниженные значения: для боковых рам – 1,274, а для надрессорных балок – 0,957. При таких значениях коэффициентов, должны бы были происходить массовые

разрушения литых деталей в эксплуатации. Однако этого не происходит, потому что они фактически не ниже допускаемых $[n]=1,4$, что подтверждается результатами испытания на выносливость образцов и определении коэффициентов по напряжениям формула (8). Для боковых рам он равен 1,43, а для надрессорных балок 1,38. Через 25–30 лет эксплуатации ко-

коэффициенты сопротивления усталости выравниваются и равны: для боковых рам из стали 20Л по результатам испытания деталей – 1,37, а по результатам испытания образцов – 1,3, для надрессорных балок они соответственно равны 1,25 и 1,32.

Такая же закономерность наблюдается с величинами коэффициентов сопротивления усталости деталей изготовленных из стали 20Г1ФЛ. То есть коэффициенты сопротивления усталости литых деталей, найденные по напряжениям, по

результатам испытания на выносливость образцов ближе соответствуют реальному их поведению в эксплуатации, нежели по нагрузкам по результатам испытания натуральных деталей. Вероятность появления трещин в литых деталях в эксплуатации не превышает 0,0047 и значительно ниже допускаемой вероятности 0,01.

Результаты оценки остаточного ресурса (срока службы) литых деталей по результатам испытания натуральных деталей и образцов приведена в табл. 2.

Таблица 2

Характеристики усталости литых деталей и остаточного срока службы после 30-ти лет эксплуатации тележек ЦНИИ-ХЗ (18-100)

Наименование детали	Марка стали	Характеристики сопротивления усталости			Остаточный срок службы детали после 30-ти лет эксплуатации T_0 , годы, установленный по результатам испытаний	
		натурных деталей		образцов	натурных деталей	образцов
		Предел выносливости по амплитудным нагрузкам $(P_{aN})_{0,95}$ при вероятности неразрушения $P = 0,95$ кН	Коэффициент запаса сопротивления усталости n	Предел выносливости по амплитудным напряжениям σ_{aN} при вероятности неразрушения $P = 0,95$, МПа		
Боковая рама	20Л	128,1	1,37	175	27	25,9
	20Г1ФЛ	–	–	181,5	–	39,4
Надрессорная балка	20Л	162,2	1,25	165	12,9	12,5
	20Г1ФЛ	–	–	181,5	–	21,8

Выполненные исследования по оценке остаточного ресурса (срока службы) литых деталей показали, что остаточный срок службы боковых рам, выполненных из стали 20Л по результатам натуральных испытаний составил 27 лет, а по результатам испытания образцов – 25,9 лет. Соответственно остаточный срок службы надрессорных балок из стали 20Л составил 12,9 и 12,5 лет. Расхождение результатов находится на уровне 4 %. Однако остаточный срок службы T_0 найденный по результатам испытания натуральных деталей правомочен в рамках только для внутреннего угла буксового проема и нижнего угла рессорного проема, а в надрессорных балках – для шкворневого сечения, тогда как величины T_0 , найденные по напряжениям по результатам испытания образцов – распространяются на любые сечения исследуемых деталей.

По усталостным испытаниям образцов найдены также остаточные сроки службы литых деталей изготовленных из стали 20Г1ФЛ, которые составили: для боковых рам – 39,4, а для надрессорных балок – 21,8 лет.

Предлагаемая методика проста, обеспечивает достаточную точность получаемых значений остаточного срока службы после длительной эксплуатации, в 5 раз менее продолжительна по времени испытания и в 20 раз дешевле, нежели по результатам испытания натуральных деталей. Она позволяет быстро реагировать на любые изменения в использовании новых материалов для литых деталей и оперативно производить оценку остаточного ресурса их за жизненный цикл.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Отчет о НИР «Разработка методики диагностирования литых несущих деталей (надрессорных балок и боковых рам тележек ЦНИИ-ХЗ (18–100)), проработавших более 30 лет и порядок продления срока их службы». – М.: ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 2000. – 88 с.
2. Нормы расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). – М.: ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996. – 318 с.

Поступила в редколлегия 11.12.2006.